

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 63055324
PUBLICATION DATE : 09-03-88

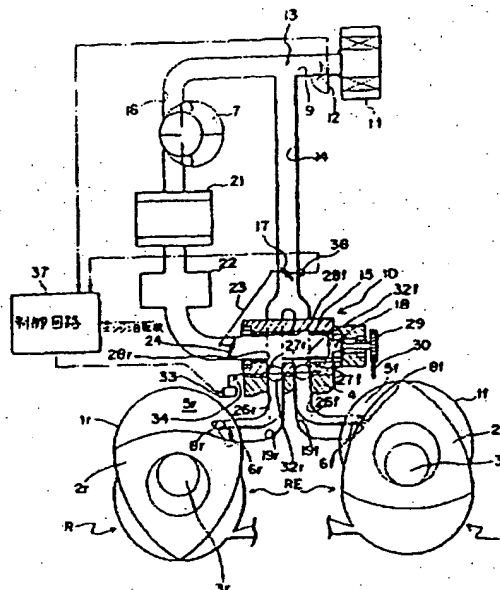
APPLICATION DATE : 26-08-86
APPLICATION NUMBER : 61200364

APPLICANT : MAZDA MOTOR CORP;

INVENTOR : TAJIMA SEIJI;

INT. CL. : F02B 29/06 F02B 53/08

TITLE : INTAKE DEVICE OF TWO-CYLINDER
ROTARY PISTON ENGINE



ABSTRACT : PURPOSE: To reduce pumping loss at the time of a light load by providing a timing valve at the part where the natural intake type main intake port the supercharging type auxiliary intake port of a two-cylinder rotary engine are connected to each other and setting an valve opening period to more than 180° so that both ports are connected to each other during the non-supercharging driving.

CONSTITUTION: In a rotary engine which consists of two cylinders F and R on the front and the rear side, main intake ports 19f and 19r which execute natural intake and auxiliary intake ports 16f and 16r which execute supercharging supply from a supercharger 7 are provided. At a part where both main and auxiliary intake ports are connected to each other a rotary valve 10 which rotates in connection with an engine is provided. The central open end of the rotary valve 10 is connected to a supercharging supply passage, and the side wall is connected to a natural intake type main intake passage 14 by communication openings 28f and 28r. The rotary valve 10 is set so that the valve opening period is more than 180° at the time of light load an non-supercharging, and a part of compressed air is emitted to reduce pumping loss.

COPYRIGHT: (C)1988,JPO&Japio

BEST AVAILABLE COPY

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭63-55324

⑮ Int. Cl.

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 昭和63年(1988)3月9日

F 02 B 29/06
53/08

B-7616-3G
B-7616-3G

審査請求 未請求 発明の数 1 (全8頁)

⑬ 発明の名称 2気筒ロータリピストンエンジンの吸気装置

⑯ 特 願 昭61-200364

⑰ 出 願 昭61(1986)8月26日

⑱ 発 明 者 沖 本 晴 男 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
⑲ 発 明 者 田 島 誠 司 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
⑳ 出 願 人 マツダ 株 式 会 社 広島県安芸郡府中町新地3番1号
㉑ 代 理 人 弁理士 青 山 稔 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

2気筒ロータリピストンエンジンの吸気装置

2. 特許請求の範囲

(1)自然吸気方式により吸気を作動室に供給する主吸気ポートと、タイミング弁を設けて高負荷時上記主吸気ポートからの吸気に加えて少なくとも圧縮行程において過給気を作動室に供給する補助吸気ポートとを備えた2気筒ロータリピストンエンジンにおいて、

上記タイミング弁上流の吸気通路に両気筒間を通過する連通部を設けるとともに、少なくとも非過給域で上記タイミング弁の各補助吸気ポートに対する開弁期間をエキセントリックシャフトアングルで180°以上となるように設定したことを特徴とする、2気筒ロータリピストンエンジンの吸気装置。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は、2気筒ロータリピストンエンジンの

吸気装置に関するものである。

〔従来技術〕

従来より、主吸気通路に加えて補助吸気通路を設け、主吸気通路からの自然吸気に加えて、補助吸気通路に介設された過給機によって加圧されたエアを補助的に補助吸気通路から燃焼室内あるいは作動室内に供給することにより充填効率を向上させるようにしたエンジンの吸気装置はよく知られている。

このような吸気装置においては、圧力の高い過給気の主吸気通路に逆流するいわゆる吹き返しによって過給効率が低下するのを防止するため、補助吸気通路の過給機下流に、補助吸気通路をエンジンの回転に同期して開閉するタイミング弁を設け、吸気行程の終期ないし圧縮行程の初期に上記タイミング弁を開き、過給を行なうようにするのが一般的である(例えば、特開昭56-85522号公報参照)。

そして、これらが2気筒ロータリピストンエンジンについてもあてはまることはもちろんである。

ところが、2気筒ロータリピストンエンジンでは、過給気を供給する補助吸気ポートは通常サイドハウジングの側面に開口するサイドポートとして形成されているため、タイミング弁下流のフロント、リヤの各補助吸気通路は、タイミング弁の位置から下方へかなり長く伸長し、さらに約90°曲がってフロント、リヤの補助吸気ポートに接続されることになり、かかる吸気通路はかなり長くなりそれらの容積はかなり大きくなる。

上記のようなタイミング弁下流の補助吸気通路内の空間は、過給を行わない軽負荷時には吸気の流れのない死空間となり混合気の圧縮を防げるいわゆる無効圧縮ボリュームとなる。さらに、タイミング弁下流の補助吸気通路の補助吸気ポート直前の水平部分の通路底面には、燃料がたまりやすく、たまった燃料が過給の開始に伴って一時に作動室に供給されるといったことによって空燃比がばらつきやすいという問題があった。

一方、2気筒ロータリピストンエンジン等の多気筒ロータリピストンエンジンにおいて、低負荷

吸気通路に介設された過給機によって加圧されたエアを補助吸気通路を通して作動室内に供給し充填効率を向上させるようにした2気筒ロータリピストンエンジンにおいて、タイミング弁下流の補助吸気通路が死空間化することを防止し、かつこれに起因する空燃比のばらつきをなくするとともに、簡単な構造でいわゆる連通路の遮断方式を実施することにより、ポンピング損失を低減し燃費性を向上させた2気筒ロータリピストンエンジンの吸気装置を提供することを目的とする。

【発明の構成】

本発明は、上記の目的を達するため、自然吸気方式により吸気を作動室に供給する主吸気ポートと、タイミング弁を備えて高負荷時上記主吸気ポートからの吸気に加えて少なくとも圧縮行程において過給気を作動室に供給する補助吸気ポートとを備えた2気筒ロータリピストンエンジンにおいて、

上記タイミング弁上流の吸気通路に両気筒間を連通する連通路を設けるとともに、少なくとも非

時におけるいわゆるポンピング損失を低減し、燃費性を向上させるために、フロント、リヤの両気筒間を連通する連通路を設けるとともに、かかる連通路を開閉するロータリ式制御弁を設け、軽負荷時には、圧縮行程にある一方の気筒の吸気の一部を吸気行程にある他方の気筒に逆流させる、いわゆる連通路の遮断方式が提案されている(例えば、特開昭58-172429号公報参照)。

そこで、前記のごとくタイミング弁を設けて過給機により部分的過給を行なうようにした2気筒ロータリピストンエンジンに上記のような連通路の遮断方式を併用すれば、充填効率を向上させるとともに燃費性も向上させることができることになるが、反面、タイミング弁、ロータリ式制御弁等部品点数が多くなり、エンジンの構造が複雑化するとともに、コストがかかるという問題があった。

【発明の目的】

本発明は、主吸気通路に加えて補助吸気通路を設け、主吸気通路からの自然吸気に加えて、補助

過給域で上記タイミング弁の各補助吸気ポートに対する開弁期間をエキセントリックシャフトアングルで180°以上となるように設定したことを特徴とする、2気筒ロータリピストンエンジンの吸気装置を提供する。

【発明の効果】

本発明によれば、過給を行わない軽負荷時には、タイミング弁の各補助吸気ポートに対する開弁期間をエキセントリックシャフトアングルで180°以上に設定することにより、タイミング弁下流のフロント側吸気通路とタイミング弁上流の連通路との連通期間と、タイミング弁下流のリヤ側吸気通路とタイミング弁上流の連通路との連通期間とを重複させることができ、かかる重複時に、フロント、リヤの両気筒はタイミング弁下流のフロント、リヤ側の両吸気通路とタイミング弁上流の連通路とを介して連通することになり、連通路の遮断方式を採用した場合と同様の効果を収めることができる。したがって、格別連通路や制御弁を設けることなく軽負荷時のポンピング損失を

低減することができる。

また、極負荷時タイミング弁下流のフロント、リヤの吸気通路には逆流する吸気が流れるため、前記のごとき、上記各吸気通路内の空間部が死空間となることによって生じていた燃料の燃焼による空燃比のばらつきも解消することができる。

さらに、過給を行なうエンジンの高回転域で、タイミング弁の開閉期間を延ばし、吸気行程を遅角させることにより、実質的な吸気の吸入時間を延ばすことができ、過給エアの充満量を増やすことができる。

【実施例】

以下、本発明の実施例を具体的に説明する。

第1図(a)に示すように、2気筒ロータリピストンエンジンREは、ケーシング1f, 1r内においてロータ2f, 2rが偏心軸3f, 3rのまわりで逆回転運動をして、吸入、圧縮、燃焼、膨張、排気を連続的に繰り返すフロント、リヤの各気筒F, Rで構成されており、上記フロント、リヤのケーシング1f, 1rの間壁をなす中間ハウジング4の

分岐されている。

上記主吸気通路14の分岐部13下流には図示していないアクセルペダルの踏み込みによって開閉される1次スロットル弁17が介設され、この1次スロットル弁17下流で上記主吸気通路14は、さらにフロント側主吸気ポート6fに連通するフロント側主分岐吸気通路19fとリヤ側主吸気ポート6rに連通するリヤ側主分岐吸気通路19rとに分岐されている。

一方、上記補助吸気通路16には、上流から順にベーン式あるいはルーツ式のエアポンプからなる機械式過給機7、上記機械式過給機7によって加圧され温度が上昇したエアを冷却するためのインタークーラ21、吸気量の急激な変化を平滑化するために加圧エアを貯留するナージタンク22、リンク機構23を介して1次スロットル弁17と連動して開閉される2次スロットル弁24が介設されている。

さらに、補助吸気通路16の2次スロットル弁24下流には、図示していないエンジン駆動軸の

フロント、リヤの各側面にはそれぞれ、自然吸気によりフロント、リヤの作動室5f, 5rに吸気を提供するための主吸気ポート6f, 6rが開閉しているとともに、かかる主吸気ポート6f, 6rよりロータ2f, 2rの回転方向にみてややリーディング側の中間ハウジング4のフロント、リヤの各側面には機械式過給機7によって加圧された吸気をエンジンの高負荷時のみ作動室5f, 5rに供給するための補助吸気ポート8f, 8rが開閉している。

そして上記フロント、リヤの各作動室5f, 5rに吸気を供給するために共通吸気通路9が設けられ、この共通吸気通路9には、上流から順にエアクリーナ11と時々刻々の吸気量を検出するエアフロメータ12が介設されている。共通吸気通路9は分岐部13において、フロント、リヤの主吸気ポート6f, 6rに連通する自然吸気を通すための主吸気通路14と、後で詳しく説明するロータリバルブ10を介してフロント、リヤの補助吸気ポート8f, 8rに連通する機械式過給機7によって加圧された吸気を通すための補助吸気通路15とに

回転に同期しつつ180°の位相差をもって、補助吸気通路16を交互にフロント側吸気ポート8fに連通するフロント側補助分岐吸気通路26fとリヤ側吸気ポート8rに連通するリヤ側補助分岐吸気通路26rとに接続するようになっているタイミング弁として作用するロータリバルブ10が中間ハウジング4の上面に密接して設けられている。なお、タイミング弁としてロータリバルブと異なる型式の弁を用いてもよいことはもちろんである。

上記ロータリバルブ10は、下面壁にフロント側補助分岐吸気通路26fに連通するフロント側連通穴27fとリヤ側補助分岐吸気通路26rに連通するリヤ側連通穴27rとが軸方向にやや間隔をおいて穿設されているハウジング15と、かかるハウジング15内に嵌着される弁体18とで構成されている。この弁体18は、2次吸気通路16と接続される側の端部が2次吸気通路16に連通するように開放されるとともに他方の端部が開遮された中空円筒状に形成されており、開遮された側の端部に取り付けられたブリーダ29にかけら

れたタイミングベルト30を介して図示していないエンジン駆動軸によってこれと同期して駆動・回転されるようになっている。また、弁体18の側面には互いに180°の位相差をもった位置に、フロント側連通穴27fと連通しうるフロント側連通開口28fとリヤ側連通穴27rと連通しうるリヤ側連通開口28rとが穿設されている。

ところで、上記ロータリバルブ10の開弁期間を大小の2段階に切り替えられるように、フロント、リヤの各連通穴27f, 27rは仕切壁31によって比較的小径の小径穴27'f, 27'rと比較的大径の大径穴27''f, 27''rに仕切られており(第1図(b)参照)、上記フロント、リヤの小径穴27'f, 27'rには、それぞれ小径穴27'f, 27'rを開閉するためのシャックバルブ32f, 32rが設けられている。かかるフロント、リヤの両シャックバルブ32f, 32rは、ステップモータ33を動力源として連結機構34を介して開閉されるようになっており、これらのシャックバルブ32f, 32rはさらにエアフローメータ12によって検出

される吸気量、1次スロットル弁開度センサ36によって検出される1次スロットル弁開度及び図示していない回転数センサによって検出されるエンジン回転数を入力情報として、マイクロコンピュータで構成される制御回路37によって後で詳しく説明するように、軽負荷低回転域または高回転域で閉かれるようになっている(第2図参照)。

前記のごとく、ロータリバルブ10の開弁期間はエキセントリックシャフトアングルで180°より大きい大開度と180°より小さい小開度の2段階に切り換えられるようになっているが、以下かかるロータリバルブ10の構成について詳しく説明する。

第1図(b)に示すように、ロータリバルブ10を構成する中空円筒状の弁体18の側面に穿設されたフロント、リヤ側の各連通開口28f, 28r(第1図(b)ではフロント側についてのみ示す)の弁体18の円周に沿った開度 α と、ハウジング15の底面に穿設されたフロント、リヤ側の連通穴27f, 27r中の大径穴27''f, 27''rの弁体18の円周

に沿った開度 β との和、すなわち $(\alpha + \beta)$ はロータリバルブ10の小開度となるように設定されている。このような小開度 $(\alpha + \beta)$ は180°より小さくなるように設定されており、例えば本実施例では好ましく150°に設定されている。前記のごとく、ロータリバルブ10のフロント側弁とリヤ側弁の開閉タイミングは互いに180°の位相差をもっているため、この場合には、ロータリバルブ10のフロント側弁とリヤ側弁とは開弁期間はオーバーラップしないようになっている(第4図参照)。ロータリバルブ10の開弁期間をこのような小開度で運転する場合は、シャックバルブ32f, 32rは閉止される。

これに対して、上記弁体18のフロント、リヤ側の連通開口28f, 28rの開度 α と、上記ハウジング15の大径穴27'f, 27'rの開度 β と、ハウジング15の底面に穿設されたフロント、リヤ側の連通穴27f, 27r中の小径穴27'f, 27'rの弁体18の円周に沿った開度 γ との和、すなわち $(\alpha + \beta + \gamma)$ はロータリバルブ10の大開

度となるように設定されている。このような大開度 $(\alpha + \beta + \gamma)$ は180°より大きくなるように設定されており、例えば本実施例では好ましく220°に設定されている(すなわち、 $\alpha + \beta = 160^\circ$ 、 $\gamma = 60^\circ$)。このように、ロータリバルブ10が大開度で運転されるときには、シャックバルブ32f, 32rは開かれるようになっている。弁体18は、その軸まわりに第1図(b)のOを中心として右まわりに回転するため、大開度で運転されるときには小開度で運転されるときよりロータリバルブ10のフロント側弁、リヤ側弁ともに $\gamma (= 60^\circ)$ だけ早く開弁し、すなわち進角するようになっている。したがって、この場合には、フロント側弁とリヤ側弁とは開弁期間が40°ずつオーバーラップするようになっている(第3図参照)。このように、フロント側弁とリヤ側弁の開弁期間がオーバーラップしているときには、フロント側補助分岐吸気通路26fとリヤ側補助分岐吸気通路26rは、弁体18の内部に形成された連通部を介して互いに連通するようになっている。

したがって、上記フロント、リヤの両補助分岐吸気通路26f, 26rはシャッターバルブ32f, 32rが開かれているときには、フロント、リヤの各作動室5f, 5rを連通する連通路として機能するようになっている。

以下、本実施例にかかる2気筒ロータリピストンエンジンREの吸気装置の運転方法について説明する。

第2図に示すように、エンジンの運転領域は、エンジン回転数とスロットル弁開度 $TV\theta$ (すなわちエンジンの負荷量)をパラメータとして表わされる。直線Gはエンジンの高負荷と低負荷との境界を示しており、直線Gよりスロットル弁開度 $TV\theta$ が大きい高負荷領域は過給が行なわれるようになっている。直線Gは最大スロットル弁開度を示している。また、直線Gはエンジンの高回転と低回転との境界を示しており、直線Gよりエンジン回転数が大きい領域は高回転域となる。

前記のようにエンジンの時々刻々の吸気量、ス

ロットル開度、エンジン回転数は常時制御回路37に入力されており、これらの入力情報をもとに制御回路37によって時々刻々のエンジンの運転状態が第2図に示すグラフのどの領域に該当するかは常時判断されている。そして、エンジンの運転状態が、吸気負圧が大きくなりポンピング損失が増大する過給を行なわない低負荷・低回転域すなわち第2図に示す領域Iに該当すると判断された場合には、自動的にステップモータ33とリンク機構34を介してシャッターバルブ32f, 32rが開かれ、ロータリバルブ10は全開度となるようにされている。

上記のような運転状態における、フロント、リヤの補助吸気ポート8f, 8r及びロータリバルブ10のフロント側弁、リヤ側弁の開弁面積をエキセントリックシャフトアングルに対して表したグラフを第3図に示す。

第3図に示すように、フロント側気筒Fの第1作動室の吸気行程(TDC, ~BDC)から圧縮行程の前段にかけて、フロント側補助吸気ポート8

fはフロント側主吸気ポート6fよりやや遅れて(主吸気ポートの開弁は図示していない)、エキセンリックシャフトアングル(以下エキセンアングルという)40°で開き始め、フロント側気筒Fの第1作動室の下死点BDCよりやや遅れて、エキセンアングル340°で閉じられるようになっている。

一方、ロータリバルブ10のフロント側弁は上記のとおり全開度(開弁期間220°)となっており、エキセンアングル140°で開き始め、フロント側補助吸気ポート8fよりやや遅れてエキセンアングル360°で閉じられるようになっている。

なお、フロント側ロータ2fの回転方向にみて、トレーリング側第2作動室については、上記の第1作動室と同様の行程が、エキセンアングルで360°遅れて行なわれ、同時に第3作動室の行程は、さらにエキセンアングルで360°遅れるようになっている。

ところで一方、第3図に示すように、リヤ側気

筒Rについては、エキセンアングルで180°遅れて、フロント側気筒Fと全く同様の行程が行なわれるようになっている。

従って、リヤ側第3作動室5rが吸気行程の終期ないし圧縮行程の初期においては(エキセンアングル140°~180°)ロータリバルブ10のリヤ側弁の開弁40°から閉弁時にかけての開弁期間Xrとフロント側弁の開弁時から閉弁後40°にかけての開弁期間Xfとは互いに開弁期間がオーバーラップし、この期間リヤ側第3作動室5rとフロント側第1作動室5fとは連通し(但し、リヤ側補助吸気ポート8rが閉止された後は連通しない)、順次リヤ側補助分岐吸気通路26r、2次スロットル弁24が閉じられているためフロント側弁とリヤ側弁以外は密閉されたロータリバルブ10の弁体18内に形成された連通路、フロント側補助分岐吸気通路26fを連通して、リヤ側第3作動室5r内の吸気がフロント側第1作動室5f内に流入する。これによって、フロント側第1作動室5f内の吸気負圧は小さくなり、ポンピング

損失は低減される。一方、フロント側第1作動室5fが吸気行程の終期ないし圧縮行程の初期においては(エキセンアングル $320^{\circ} \sim 360^{\circ}$)、ロータリバルブ10のフロント側弁の開弁前 40° から閉弁時にかけての開弁期間Yfとリヤ側弁の開弁時から閉弁後 40° にかけての開弁期間Yrとは互いに開弁期間がオーバーラップし、この期間フロント側第1作動室5fとリヤ側第1作動室5rとは連通し(但し、フロント側補助吸気ポート8fが閉止された後は連通しない)、順次フロント側補助分岐吸気通路26f、弁体18内に形成された連通部、リヤ側補助分岐吸気通路26rを通して、フロント側第1作動室5f内の吸気がリヤ側第1作動室5r内に流入する。これによって、リヤ側第1作動室5r内の吸気負圧は小さくなり、ポンピング損失は低減される。以下、リヤ側気筒Rとフロント側気筒Fの間で、上記のようなプロセスが繰り返され、エンジンの軽負荷・低回転時のポンピング損失を低減し、燃費性を向上させるようにしている。

遅れているためフロント側弁とリヤ側弁の開弁期間は互いにオーバーラップせず、両気筒間の連通は行なわれない。従って過給が有効に行なわれ、充填効率が向上されるようになっている。

4. 図面の簡単な説明

第1図(a)は、本発明の実施例を示す2気筒ロータリピストンエンジンのシステム構成図であり、第1図(b)は、本実施例で用いられるロータリ弁の側面断面図である。

第2図は、ロータリ弁の開度を決定する運転状態の基準を示す図である。

第3図は、ロータリ弁を大開度としたときのロータリ弁と補助吸気ポートの開閉タイミングを示す図である。

第4図は、ロータリ弁を小開度としたときの第3図と同様の図である。

6f, 6r…フロント、リヤ主吸気ポート、

8f, 8r…フロント、リヤ補助吸気ポート、

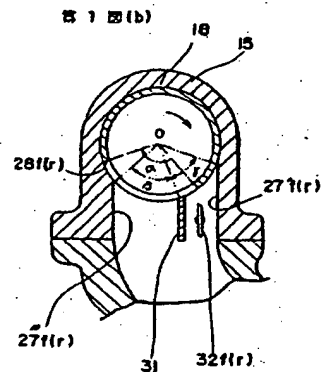
10…ロータリバルブ、16…補助吸気通路。

制御回路37によって、エンジンの運転状態が第2図の領域Ⅱで示される高回転域に該当すると判断された場合にも、シャッタバルブ32f, 32rが開かれ、ロータリバルブ10は大開度となる。

このような運転状態において、過給を行なう高負荷時には、ロータリバルブ10の開弁期間が 40° 進角しているため、過給エアの実質的な吸入時間が延長され、充填効率を向上させることができる。

また、過給を行わない低負荷高回転時には、第2図の領域Ⅰの場合と同様にポンピング損失を低減することができる。

制御回路37によって、エンジンの運転状態が第2図に示す領域Ⅰ及び領域Ⅱのいずれにも該当しないと判断された場合には、シャッタバルブ32f, 32rは閉止され、ロータリバルブ10は小開度となる。第4図に示すように、この場合はロータリバルブ10の開弁期間は 160° であり、閉弁は大開度の場合(第3図参照)に比べて 60°



第2図

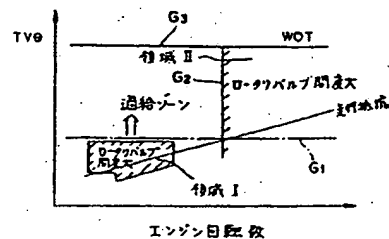
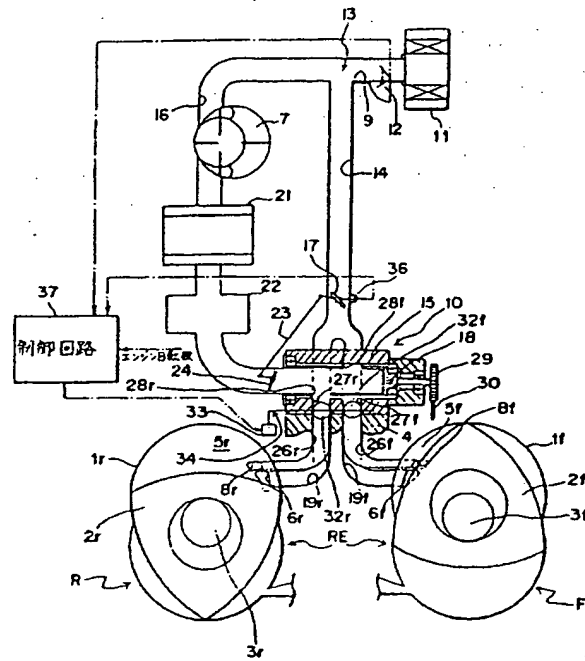
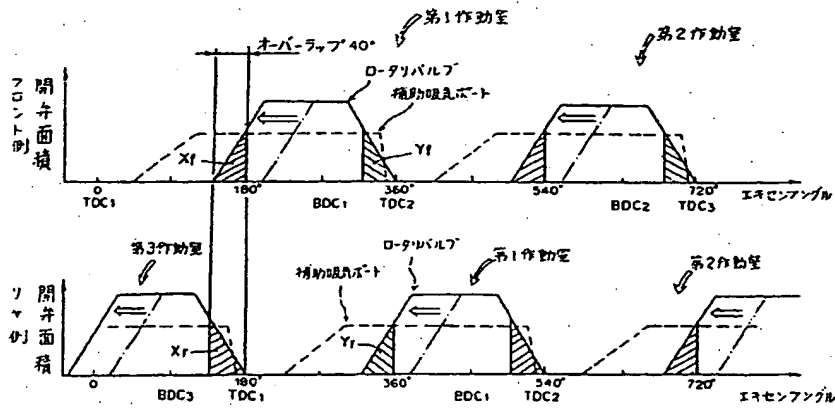


図1(a)

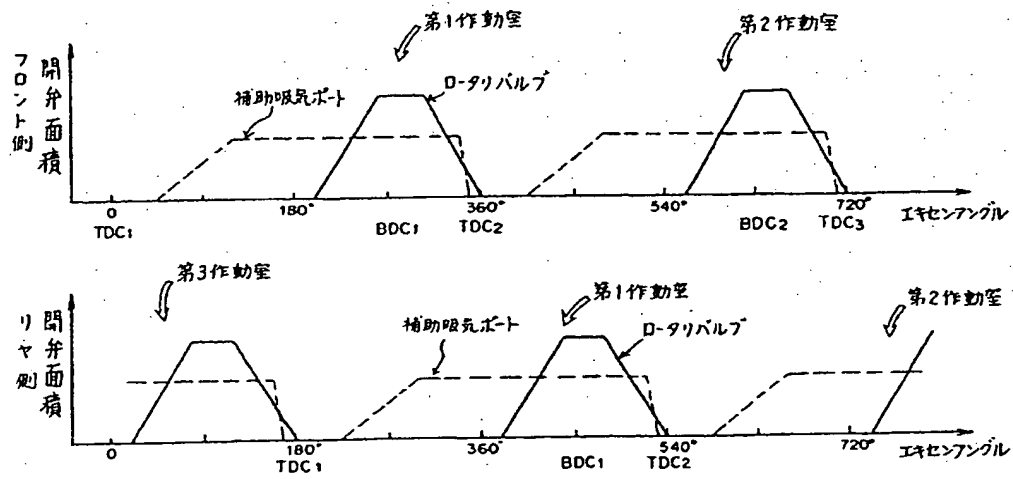


第3図



(軽負荷時 - ロータリバルブ 開弁期間 220°
(非過給時)
高回転
(全成)

第4図



高負荷低回転時 D-タリバルブ開弁期間 160°
(過給時)